

PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11)Publication number : 56-031551

(43)Date of publication of application : 30.03.1981

(51)Int.Cl.

F16H 19/04

B62D 3/12

F16H 55/08

(21)Application number : 54-105724

(71)Applicant : HONDA MOTOR CO LTD

(22)Date of filing : 20.08.1979

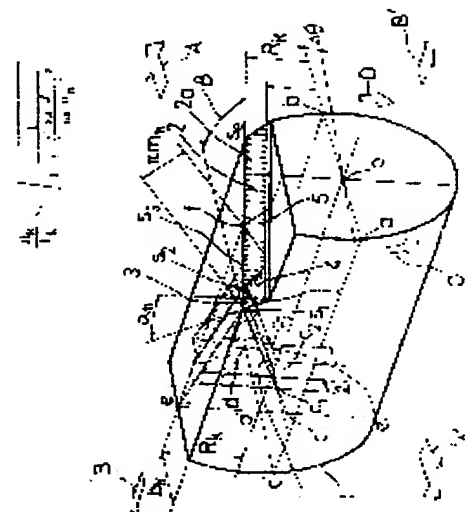
(72)Inventor : NAMIKI AKIRA
IGUCHI TOKIO
HAGA FUMIO
ISHIKAWA MASANOBU

(54) COMBINATION MECHANISM OF RACK AND PINION

(57)Abstract:

PURPOSE: To restrict a displacement caused by a slight rotation of a rack and its vibration by selecting the radius of a helical rack, a distance from the axis to the tooth end, a helix angle of the tooth and pressure angle to satisfy a specific expression.

CONSTITUTION: This rack and pinion mechanism is applicable for a power steering mechanism in an automobile. When a helical gear 2 with a helix angle β and a pressure angle α_n feeds in mesh a pinion (not illustrated) in the direction A and a rack in the direction B, a normal plane pressure P_n at a contact point S1 where the helical gear comes in mesh with a spiral gear not illustrated in the drawing acts in the direction S1C1. Therefore, the moment C in the counterclockwise direction is generated. When the mesh comes to a contact point S3, the moment D in the clockwise direction is formed. By determining the configuration of the rack 1 so as to satisfy the expression (LK represents the radius of the rack 1 and RK represents the distance from the axis O to the tooth end.), the clockwise and counterclockwise moments may become equal so that the required purpose can be attained.



LEGAL STATUS

[Date of request for examination]

[Date of sending the examiner's decision of rejection]

[Kind of final disposal of application other than the
examiner's decision of rejection or application
converted registration]

[Date of final disposal for application]

[Patent number]

[Date of registration]

[Number of appeal against examiner's decision of
rejection]

[Date of requesting appeal against examiner's decision]

BEST AVAILABLE COPY

⑫ 公開特許公報 (A)

昭56—31551

⑪ Int. Cl.³

F 16 H 19/04

B 62 D 3/12

F 16 H 55/08

識別記号

庁内整理番号

7812--3 J

2123-3 D

6361-3 J

⑬ 公開 昭和56年(1981)3月30日

発明の数 1

審査請求 有

(全 7 頁)

⑭ ラック・ピニオン機構

⑮ 特 願 昭54-105724

⑯ 出 願 昭54(1979)8月20日

⑰ 発 明 者 並木公

坂戸市西坂戸 1-9-2

⑱ 発 明 者 井口時夫

埼玉県入間郡日高町下高萩新田
121-26

⑲ 発 明 者 芳賀文雄

狭山市入間川1354-62

⑳ 発 明 者 石川正信

坂戸市溝端町 9-1-304

㉑ 出 願 人 本田技研工業株式会社

東京都渋谷区神宮前 6 丁目27番
8 号

㉒ 代 理 人 弁理士 下田容一郎

明 細 書

1. 発明の名称

ラック・ピニオン機構

2. 特許請求の範囲

- 1) はすばラックとスパイラルピニオンを組合
せたラック・ピニオン機構において

 L_k : はすばラックにおけるラックの半径 R_k : はすばラックにおける軸芯から歯先
までの距離 β : はすばラックにおける歯のねじれ角 α_n : はすばラックにおける歯の圧力角とすると、 L_k 、 R_k 、 β 、 α_n において

$$\frac{R_k}{L_k} \leq \sqrt{\frac{1}{1 + \left(\frac{\sin \beta}{\tan \alpha_n}\right)^2}}$$

なる関係式を満足するように、 L_k 、 R_k 、 β 、 α_n の値を定めて前記はすばラックを形成するように構成したことを特徴とするラック・ピニオン機構。

- 2) 前記特許請求の範囲第1項記載において、

$$20^\circ \leq \beta \leq 50^\circ$$

$$10^\circ \leq \alpha_n \leq 45^\circ$$

$$\sqrt{\frac{1}{1 + \left(\frac{\sin 50^\circ}{\tan \alpha_n}\right)^2}} \leq \frac{R_k}{L_k} \leq \sqrt{\frac{1}{1 + \left(\frac{\sin 20^\circ}{\tan \alpha_n}\right)^2}}$$

(ただし $10^\circ \leq \alpha_n \leq 45^\circ$ の
範囲)

の範囲において値をとる β 、 α_n 、 R_k/L_k において前記関係式を満足するように、 L_k 、 R_k 、 β 、 α_n の値を定めるようにしたことを特徴とするラック・ピニオン機構。

3. 発明の詳細な説明

本発明は、例えば自動車の操向用ラック・ピニオン式ステアリング機構におけるラック・ピニオン機構に関する。

更に詳細には、はすばを形成したラックと、ねじれ歯を形成したピニオンとを組合せたラック・ピニオン機構において、機構学的立場からラックの半径、ラックの軸芯から歯先までの距離、はすばのねじれ角と圧力角を所定の関係を満足するような数値に定めてラックを形成し、もつてラックに生じる微小回動変位、揺動運動

を抑制することによりラックとピニオンの食い付き現象を防止するようにしたラック・ピニオン機構に關するものである。

はすばを形成したラックとねじれ歯を形成したスパイラルピニオンとを組合せたラック・ピニオン機構に発生する問題を自動車の操向用ラック・ピニオン式ステアリング機構を例にとつて説明する。

第6図においてラック・ピニオン機構60は、ハンドル61から伝達される回転運動を杆62の往復直線運動に変換せしめるものであり、これ60はラック63とピニオン64とから構成されている。このパワーステアリング機構においてラック・ピニオン機構は、図示しないパワーステアリング装置の油圧回路を制御するために、杆62を往復直線運動をさせるとともに、ハンドル軸65の回転に伴ないハンドルの軸方向に図示しないコントロールバルブを微小距離前進、後進させる機能をも有する。従つてこの機能を行なうために、第6図に示す如く、ラック63にははすば66が形

-3-

なつたりするからである。このような食い付き現象の発生は、特にハンドルのすえ切り時ではピニオン64を回す力が最大となるのでラック63とピニオン64は極めて大きな力で食い付いてしまいハンドルの復帰不良という問題を起す。又ピニオンの回転力やスラスト方向の動きを利用してパワーアシスト用油圧シリンダの切換弁を操作するパワーステアリング機構の場合には、ラックの揺動運動によつてピニオンの動きが阻害されないように、例えば第7図に示すラック63の下部の弾発部材68の如く、ラックに回り止めの対策を施しており、これがため部品点数の増加、組付工数の増加、コストアップ、生産性の低下等の欠点を有することとなる。

本発明者は上記した問題に鑑み、これを有効に解決すべく本発明を成したものである。

本発明の目的とする処は、はすばラックとスパイラルピニオンを組合せたラック・ピニオン機構において、

L_k : はすばラックにおけるラックの半径

成され、ピニオン64にはねじれ歯67が形成されており、このはすば66とねじれ歯67が噛合するようにラック63とピニオン64が係合されている。この噛合い状態を第7図に拡大して示す。ハンドル軸65の回転に伴ないピニオン64の一つのねじれ歯67がラック63のはすば66と一点で接触し、この点で相互に作用しつつラック63を横方向に移動させる。この時、ピニオン64はねじれ歯67を有しているため、その作用点で前進方向、或は後退方向の力を受けることとなる。

以上のようなラックとピニオンの噛合い部では食い付き現象が発生する。食い付き現象とは、ラックのはすば66とピニオンのねじれ歯67が両歯面噛合せとなり、くさび効果が発生してはすば66とねじれ歯67が食い込む状態となることである。食い付き現象が発生する原因は、はすば66とねじれ歯67との接触作用点が移動することによつてラック63の軸芯の周りに回転モーメントが発生し、これがためラック63が第7図に示す如く微小の回転変位をしたり、或は揺動運動を行

-4-

R_k : はすばラックにおける軸芯から歯先までの距離

β : はすばラックにおける歯のねじれ角

α_n : はすばラックにおける歯の圧力角

とするとき、 L_k 、 R_k 、 β 、 α_n において

$$\frac{R_k}{L_k} \leq \sqrt{\frac{1}{1 + \left(\frac{\sin \beta}{\tan \alpha_n}\right)^2}}$$

なる関係式を満足するように、 L_k 、 R_k 、 β 、 α_n の値を定めて前記はすばラックを形成するように構成したラック・ピニオン機構を提供することにある。

従つて本発明の目的は、以上の条件を満足するラックを有するラック・ピニオン機構の構成によつて機械学的立場からラック・ピニオン機構におけるラックの微小回転変位、揺動運動を抑制せしめ、食い付き現象の発生するのを防止することにある。

又本発明の目的は、上記特徴を有するラック・ピニオン機構を例えば自動車等のパワーステアリング機構に利用することによつて、ハンドルによ

る転能操作を円滑にせしめ、運転の快適性を向上せしめることにある。

更に本発明の目的は、自動車操向用ラック・ピニオン式パワーステアリング機構等のラック・ピニオン機構に発生していたラックの微小回動、揺動運動の防止を簡単な構造、簡易な組立且つ安価に行ない、これにより前記パワーステアリング機構の生産性を向上せしめることにある。

以下に本発明の好適一実施例を添付図面に従つて詳述する。

本発明ははすばラックを機構学的な立場で究明し、本発明の目的とする微小回動変位、揺動運動を起さないラックを形成しようとするものである。従つて、先ず最初にラックの揺動運動等の原因の説明をし、次にこの原因を解消するようにラックの形状を設計すれば、本発明に係る目的を達成するラック・ピニオン機構が得られることを説明する。

第1図に一つのはすばを示したラックの部分斜視図を示す。1はラックで、2は一つのはすばで

-7-

と、区域3が比較的大きい左回転モーメントCを発生させる区域、区域4が比較的小さい左回転モーメントCを発生させる区域、区域5が右回転モーメントDを発生する区域となるように分割される。

上記の左右の回転モーメントの偏った発生がラック1を回動、揺動させる原因となる。従つて本発明に係るラックでは左右の回転モーメントが不均衡に生じるといふ偏った状態が発生するのを防止し、ラック1において左右モーメントのバランスが良好となるように左右両方向のモーメントが常に等しくなる状態で生じるように設計される。ラックの縦断面図を示す第2図で明らかなように、この場合には、荷重 P_n の分力によつてラックはA方向の力を受け、常に右回転のモーメントを発生させているので、右回転モーメントとつり合う左回転のモーメントを発生するようにラック1の形状を設計すればほとんど回動変位、揺動運動は起らず、これにより略々食い付き現象は発生しない。従つて左回転のモーメントを発生させる区域

-9-

2aはその歯面を示す。ピニオンのねじれ歯とはすばが噛合うときには一点で接触し、この接触点で互いに歯同士が作用し合う。この接触点は移動して位置を変え、その途中で消滅する。

ねじれ角が β 、圧力角が α_n であるはすば2が、図中ピニオン(図示しない)をA方向、ラック1をB方向に移動せしめるために図示しないねじれ歯と噛合い始めたときの接触点を仮に S_1 とすると、接触点 S_1 においては歯面法線荷重 P_n が図中 $\overline{S_1 C_1}$ 方向に働く。 C_1 は軸芯 OO' を含む水平面 $abc'd$ 内の点である。図から明らかなように点 C_1 は軸芯 OO' よりも手前側にある。従つて点 S_1 に荷重 P_n が加わるとき、 P_n の分力によつて左回転のモーメントCが発生する。同様に考えて接触点が移動して荷重が点 S_2 にあるときは、点 C_2 は軸芯 OO' 上に位置することとなつて回転モーメントは発生しない。又点 S_3 に荷重があるときは、点 C_3 は軸芯 OO' の向う側に位置することとなり、これがため右回転のモーメントDが発生する。

以上のような考え方により歯面2aを分割する

-8-

3, 4に接触点が存在するようにラック1を設計すれば食い付き現象を防止することが略々可能となり、この意味で区域3, 4をノンバイト領域Eといい、区域5を非ノンバイト領域Fという。

次に接触点がノンバイト領域Eに存在する条件を数学的に考察する。

第2図において、接触点がノンバイト領域にあるためには、点 C_1 が軸O上を含めてその左側に存在すればよい。そこで $\overline{OO_1} = \ell_1$ とにおいて、軸Oの左側若しくは軸O上に点 C_1 が存在する条件を $\ell_1 \geq 0$ と定める。今、ラック1の形状を決定する要素、すなわち第4図に示すラックの半径 L_k 、軸芯から歯先までの距離 R_k 、第1図に示した歯のねじれ角 β 、歯の圧力角 α_n が上記 $\ell_1 \geq 0$ の条件を満足させるためにはどのような関係にあればよいのかを求める。

第1図に示した幾何学的な関係を用いて、

$$\overline{S_1 e} = \frac{b_k}{\sin \beta} \quad (\because \angle e S_1 S_e = 90^\circ)$$

$$\overline{e C} = \overline{S_1 e} \tan \alpha_n \quad (\because \angle I S_1 C = 90^\circ \text{で } \angle C S_1 e = \alpha_n)$$

$$\begin{aligned}
&= \frac{b_k \tan \alpha_n}{\sin \beta} \\
\overline{O'O} &= \overline{eC} - \overline{eO'} \\
&= \frac{b_k \tan \alpha_n}{\sin \beta} - R_k \quad (\overline{eO'} = R_k \text{ とおく}) \\
\overline{O'O_1} &= \frac{\overline{O'O}}{\tan \alpha_n} \quad (\because \angle OCO_1O' = \alpha_n) \\
\text{従つて、} \ell_1 &= \overline{O'O_1} \sin \beta \\
&= \frac{\frac{b_k \tan \alpha_n}{\sin \beta} - R_k}{\tan \alpha_n} \times \sin \beta \\
&= b_k - R_k \frac{\sin \beta}{\tan \alpha_n} \quad \dots (1)
\end{aligned}$$

$$\ell_1 \geq 0 \text{ より } b_k - R_k \frac{\sin \beta}{\tan \alpha_n} \geq 0 \quad \dots (2)$$

$$\text{第4図より } b_k^2 = L_k^2 - R_k^2 \quad \dots (3)$$

$$\text{式(2)より } b_k \geq R_k \frac{\sin \beta}{\tan \alpha_n} \text{ 辺々二乗して } b_k^2 \geq R_k^2 \left(\frac{\sin \beta}{\tan \alpha_n} \right)^2$$

上式に(3)式を代入して整理すると

$$\frac{R_k}{L_k} \leq \sqrt{\frac{1}{1 + \left(\frac{\sin \beta}{\tan \alpha_n} \right)^2}} \quad \dots (4)$$

従つて、 L_k 、 R_k 、 β 、 α_n が(4)の関係式を満足すれば $\ell_1 \geq 0$ となつて左回転のモーメントが

-11-

$$\begin{aligned}
b_n &= b_k - \frac{t - t_1}{\tan \beta} \\
&= b_k - \frac{(1 - \epsilon_s)t}{\tan \beta} \quad \left(\text{ただし } t = \frac{\pi m_n}{\cos \beta} \right)
\end{aligned}$$

上式の b_n を前記(2)式における b_k に代入し、 b_k

$$= \sqrt{L_k^2 - R_k^2} \text{ とおけば}$$

$$\left(\sqrt{L_k^2 - R_k^2} - \frac{(1 - \epsilon_s)t}{\tan \beta} \right) - R_k \frac{\sin \beta}{\tan \alpha_n} \geq 0 \quad \dots (5)$$

となる。

上記(5)式を満足させるように L_k 、 R_k 、 β 、 α_n を定めれば正面噛合率 $\epsilon_s < 1$ のときにもラックの揺動運動は生じない。

又、ラックが揺動運動を起さない限界接触点Zの線分cfからの距離 b_{k1} は、式(1)において $\ell_1 = 0$ となる時の b_k の値に等しいが、 $b_{k1} = R_k \frac{\sin \beta}{\tan \alpha_n}$ となる。

以上の如くラックの半径 L_k 、軸芯から歯先までの距離 R_k 、ラックのねじれ角 β 、ラックの圧力角 α_n に関し、 $\epsilon_s = 1$ のときには(4)式が満足され、 $\epsilon_s < 1$ のときには最低限(5)式が満足されれば、

-13-

生じることとなる。

上記の噛合せ現象を厳密に考察すれば、左回転モーメントの大きさの大小によつてラック1は $d\theta$ 分だけ右方に回動するので、このため食い付き現象を確実に防止するためにはラックの回動量 $d\theta$ がバックラッシュを食いつぶさない範囲にあるようにしなければならない。

上記の(4)式で求めた関係式ははすばとねじれ歯の正面噛合率 ϵ_s が1の場合であつた。しかし、正面噛合率 ϵ_s が1以下の場合、すなわち、第3図に示す如く接触点が移動して点 N_1 で接触している時、後述する次ののはすばとねじれ歯が噛合い新たな接触点 S_1 が生じる場合、点 S_1 と同時に点 N_1 における荷重によつても左回転のモーメントが発生しなければならない。この場合の条件を第3図を参考にしつつ数学的に求める。

歯直内ピッチは πm_n であるから、正面ピッチ t は $\pi m_n / \cos \beta$ となる。正面噛合率が ϵ_s であるから、噛合範囲は $t_1 = \epsilon_s t = \epsilon_s \pi m_n / \cos \beta$ である。これによつて

-12-

ラックの回動、揺動運動は起らず、食い付き現象も発生しない。逆にラック1とピニオンがA'方向、B'方向に噛合いつつ移動する場合も上記と同様に考察できる。

上記原理に基づき $\epsilon_s = 1$ の場合におけるラック・ピニオン機構の設計方法の一例を説明する。

第5図は、 $r = \frac{R_k}{L_k}$ とおいたとき、傾軸を圧力角 α_n 、噛軸を r として、ねじれ角を適当に定め、夫々について $r = \sqrt{\frac{1}{1 + \left(\frac{\sin \beta}{\tan \alpha_n} \right)^2}}$ のグラフを描いたものである。

今、 $\alpha_n = 20^\circ$ 、 $\beta = 20^\circ$ とするとグラフGにより $r_1 = 0.72$ となる。従つて本発明の考え方に基つけば $r \leq 0.72$ となるように L_k 、 R_k の数値を定めてラックを形成すれば、これは式(4)を満足するので噛合時にラックの揺動が発生せず、食い付き現象が起きない。 L_k 、 R_k の夫々の数値は $\frac{R_k}{L_k} \leq 0.72$ を満足しつつ、実用性に基づいて最も好ましい数値が定められる。

理論的には $\beta = 20^\circ$ のときには $r = \sqrt{\frac{1}{1 + \left(\frac{\sin 20^\circ}{\tan 20^\circ} \right)^2}}$

のグラフGにおいて、グラフGを含めてこれよりも下の領域に存在するように r 及び α_n を定めればよいが、実務的には $10^\circ \leq \alpha_n \leq 45^\circ$ 、

$r \geq \sqrt{\frac{1}{1 + \left(\frac{\sin 50^\circ}{\tan \alpha_n}\right)^2}}$ によつて囲まれる領域、すなわち図中斜線の領域Hに存在するように r （すなわち L_k と R_k ）及び α_n を定めるのが望ましい。

実際の製作上並びに作動上の問題をも考慮すれば、ねじれ角 β は $20^\circ \sim 50^\circ$ の間の値をとり、圧力角 α_n は $10^\circ \sim 45^\circ$ の間の値をとるように製作するのが好ましく、このねじれ角 β 、圧力角 α_n の数値に応じて、 r の値がグラフGとG'の間の値（ただし $10^\circ \leq \alpha_n \leq 45^\circ$ の範囲）をとるように製作するのが好ましい。

以上では β 、 α_n を指定して簡明にラックの設計方法を説明したが要するに、 L_k 、 R_k 、 β 、 α_n が前記(4)式を満足するように数値限定すれば食い付き現象の生じないラック・ピニオン機構が得られるのである。

以上の説明で明らかなように本発明によれば、

-15-

は従来のラック・ピニオン機構の問題を説明する図である。

尚図面中、1はラック、2ははすばである。

特 許 出 願 人 本田技研工業株式会社

代理人 弁 理 士 下 田 容 一 郎

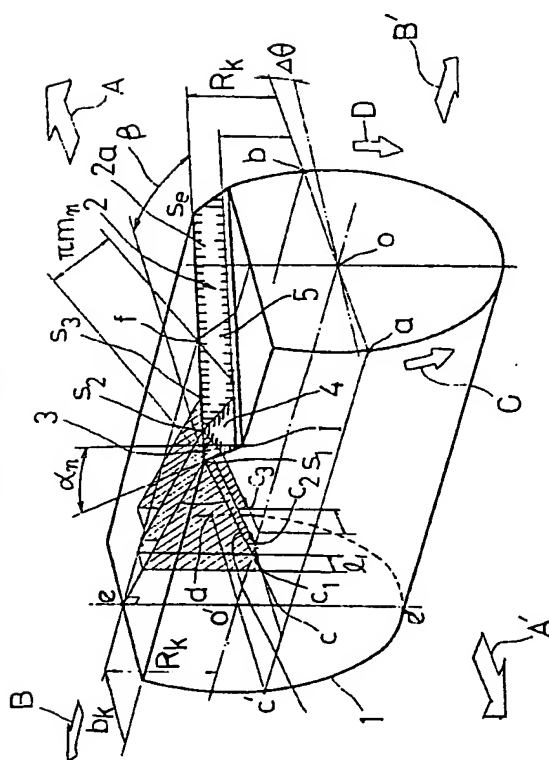
ラックの形状を機構学的立場から所定の形状に限定すればラックの微小回動、揺動運動を抑制することができ、これにより、ラック、ピニオンの食い付き現象が発生するのを防止することができた。特にこのラック・ピニオン機構を自動車等の操向用ラック・ピニオン式パワーステアリング機構に用いれば、部品点数も少なく、組付工数も少なくて済み、簡易且つ安価にステアリング機構を製造できるとともに、走行中、或は走行開始時において極めて円滑に転舵操作でき、快適な運転性を維持し実用的効果頗る甚大である。

4. 図面の簡単な説明

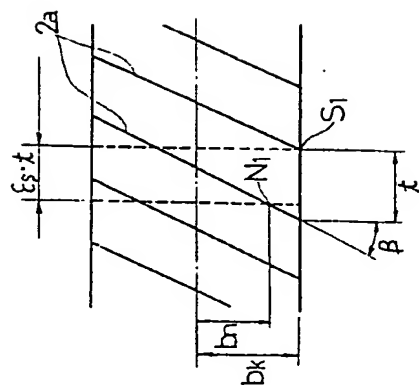
図面は本発明の一実施例を示し、第1図はラックの一部斜視図で諸元を示した図、第2図はラックの縦断図でモーメントを説明する図、第3図は正面噛合率が1より小さい場合の説明図、第4図はラックの形状を定める変数を示した図、第5図はラック設計に使用されるグラフの説明図、第6図はステアリング機構に用いられるラック・ピニオン機構を示した図、第7図

-16-

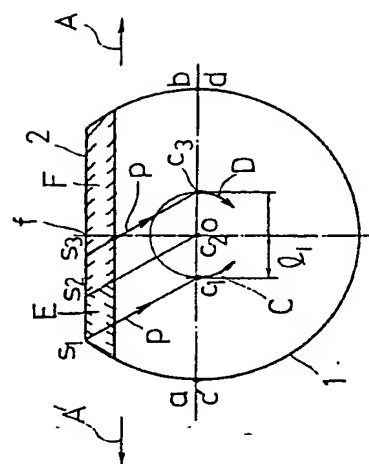
第 1 圖



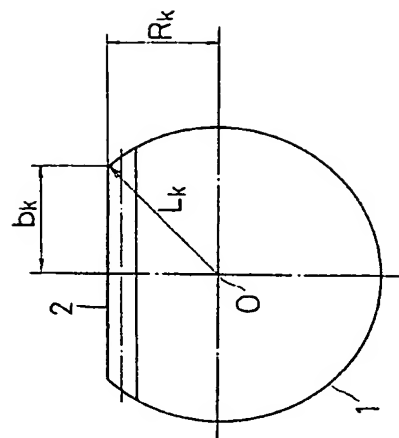
第 3 圖



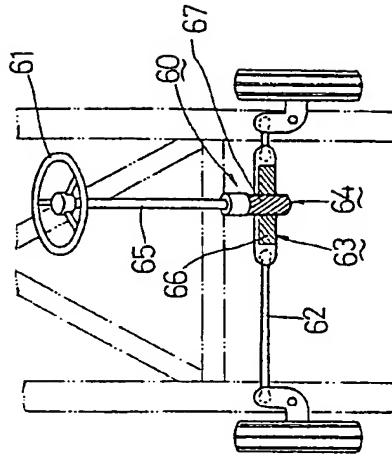
第 2 圖



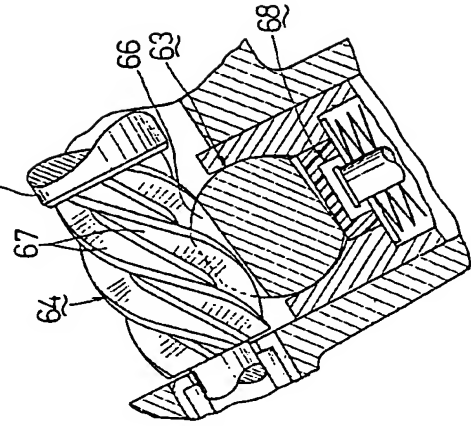
第 4 圖



第 6 圖



第 7 圖



第 5 圖

